

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Zkušební přípravek dynamického namáhání mechanismu zámku automobilu

Testing Device for Dynamic Loading of a Car Lock

Student:

Bc. Jiří Beinstein

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Havlík Jiří, Ph.D.

Ostrava 2017

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jiří Beinstein**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Zkušební přípravek dynamického namáhání mechanismu zámku automobilu**
Testing Device for Dynamic Loading of a Car Lock
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

V rámci diplomové práce navrhnete zkušební přípravek dynamického namáhání mechanismu zámku automobilu:

1. Navrhnete laboratorní model zámku podle podkladů BROSE Rožnov
 2. Provedete potřebné výpočty pro dynamické namáhání modelu
 3. Navrhnete organizaci experimentů dynamického namáhání modelu
- Konstrukční dokumentace bude obsahovat sestavný výkres a výrobní výkresy určených dílů.

Seznam doporučené odborné literatury:

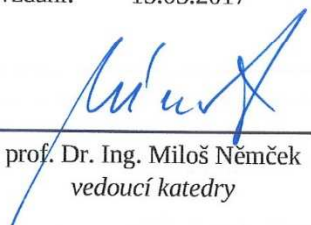
- BOLEK, A.; KOCHMAN, J. *Části strojů 1*. Praha : SNTL, 1990. 775s. ISBN 80-03-00046-7.
BOLEK, A.; KOCHMAN, J. *Části strojů 2*. Praha : SNTL, 1990. 707s. ISBN 80-03-00426-8.
DEJL, Z. *Konstrukce strojů a zařízení I*. Ostrava : Montanex, 2000, 225 s. ISBN 80-7225-018-3
DRASTÍK, F. *Strojnické tabulky*. Ostrava : Montanex, 1999, 722 s. ISBN 80-85780-95-X
KRÍŽ, R. *Strojnické tabulky II. Pohony*. Ostrava : Montanex, 1997, 213 s. ISBN 80-85780-51-8
MORAVEC, V.; HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2005, 72 s. ISBN 80-248-0878-1
NĚMČEK, M. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů, spoje*.
druhé vydání Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2008, 111 s. ISBN 978-80-248-1782-8
Katalogy ložisek
Firemní literatura

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D.**

Datum zadání: 09.12.2016

Datum odevzdání: 15.05.2017



prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty



Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

Podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- Beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě:

.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce: Jiří Beinstein

Adresa trvalého pobytu autora práce: Lichnov 55
742 75 Lichnov

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

BEINSTEIN, J. *Zkušební přípravek dynamického namáhání mechanismu zámku automobilu : diplomová práce*. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2017, 52 s. Vedoucí práce: Havlík, J.

První část této diplomové práce popisuje relevantní aspekty konstrukce automobilových zámků a testování těchto zámků. Poté se zaměřuje na test PWO 1 (Pawl walk-out test), test vychození západky a jeho parametry. Konstrukční požadavky kladené na zkušební přípravek jsou dány těmito parametry. Následují vybrané výpočty a návrhy přípravku. Nakonec se práce věnuje předběžnému plánování zkušebních testů pro zjištění vlivů konstrukčních parametrů na průběh a výsledek testu PWO 1.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

BEINSTEIN, J. *Testing Device for Dynamic Loading of a Car Lock : Master Thesis*. Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2017, 52 s. Thesis head: Havlík, J.

The first part of this thesis describes relevant aspects of design of car latches and testing of these latches. The thesis is focusing on “PWO 1“ test (Pawl walk-out test) and parameters of this test after that. Design requests of a testing tool are given by these testing parameters. Chosen calculations and designs follows. Finally the thesis is focusing on provisional planning of testing to find out influences of design parameters on the test progress and test results.

OBSAH

Seznam použitých značek a symbolů.....	9
0 Úvod.....	12
1 Rešerše	14
1.1 Mechanismus zámku.....	14
1.2 Namáhání zámku	15
1.3 Test PWO1.....	16
2 Návrh modelu zámku	18
2.1 Způsoby odměřování	18
2.1.1 Akcelerometrem.....	18
2.1.2 Optickým senzorem	18
2.1.3 Hallovým úhloměrem.....	19
2.2 Koncepční řešení.....	19
2.3 Realizovaný koncept.....	22
2.3.1 Převzaté díly a geometrie	25
3 Životnostní kontrola zámku	28
3.1 Výpočet sil	28
3.2 Staticky zatěžované šrouby.....	28
3.3 Dynamicky zatěžované šrouby	28
3.3.1 Kritické namáhání šroubu	34
3.4 Čep.....	40
3.4.1 Podmínka PŘENOSU TŘENÍM.....	40
3.4.2 Simulace Napěťových stavů	42
3.5 Striker.....	43
3.6 Ramínko západky	44
3.7 Unášec úhloměru	46
4 Návrh organizace experimentů	49
4.1 Určení vlastností neznámých parametrů.....	49
4.2 Ověření matematického modelu	49
4.3 Testování hypotéz	50
5 Závěr	51
6 Seznam užití literatury.....	52

7	Seznam příloh.....	53
---	--------------------	----

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ

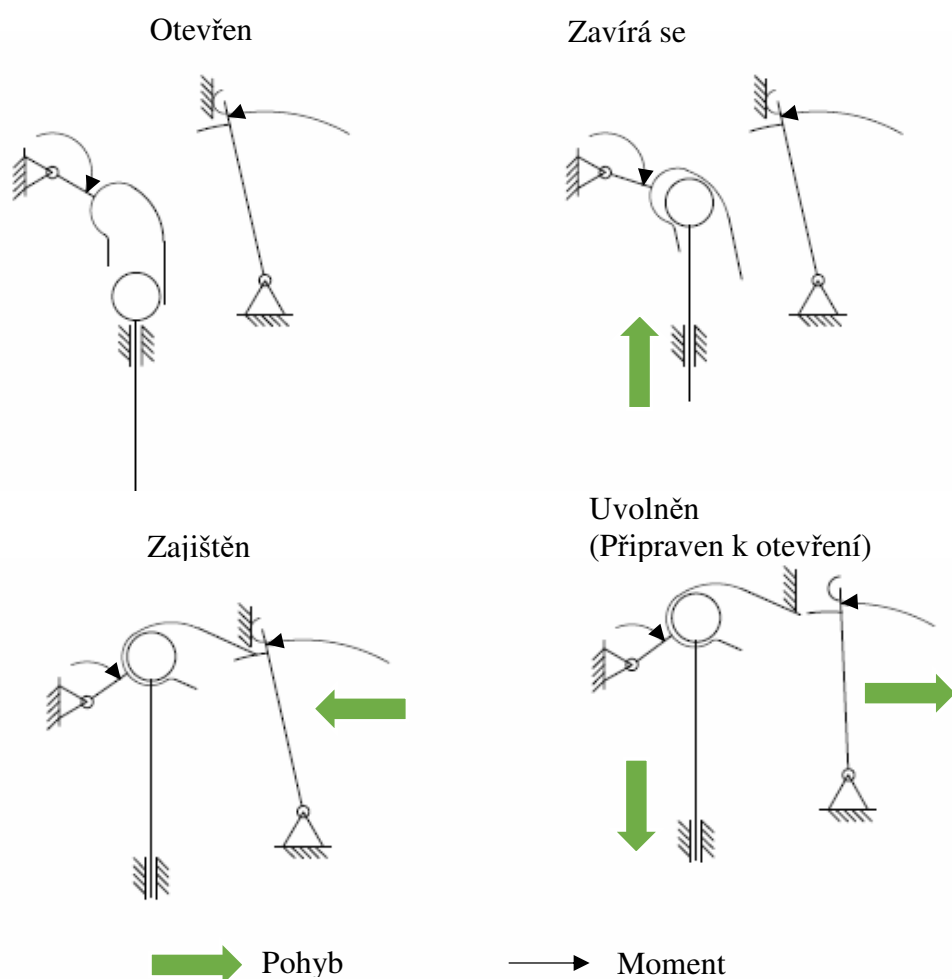
Značka (smybol)	Význam	Fyzikální jednotka
A	Neuberova konstanta	$[\text{mm}]^{0,5}$
$E_{\text{př}}$	Modul pružnosti materiálu příruby	$[\text{MPa}]$
E_s	Modul pružnosti materiálu šroubu	$[\text{MPa}]$
F_{p1}	Přídavná síla v přírubě	$[\text{N}]$
F_{pmin}	Minimální síla v přírubě	$[\text{N}]$
F_{PWO1max}	Maximální síla tahu za striker při testu PWO1	$[\text{N}]$
F_{Sa}	Amplitudová síla ve šroubu	$[\text{N}]$
F_{Sh}	Horní síla ve šroubu	$[\text{N}]$
F_{Sn}	Minimální síla ve šroubu	$[\text{N}]$
F_z	Obvodová síla v závitu	$[\text{N}]$
M_{U}	Utahovací moment	$[\text{Nmm}]$
P_h	Stoupání	$[\text{mm}]$
$c_{\text{př}}$	Tuhost příruby	$[\text{N/mm}]$
c_s	Tuhost šroubu	$[\text{N/mm}]$
d_1	Průměr díku šroubu, vnější průměr závitu	$[\text{mm}]$

Značka	Význam	Jednotka
d_2	Střední průměr závitu	[mm]
d_3	Malý průměr závitu	[mm]
d_D	Průměr díry	[mm]
d_{red}	Redukovaný průměr pro výpočet tuhosti příruby	[mm]
d_{si}	Průměr části šroubu	[mm]
f_{oc}	Statický součinitel smykového tření ocel-ocel	[-]
f_z	Součinitel tření v závitu	[-]
h	Výška matice	[mm]
k	Bezpečnost v přenosu síly třením ve spoji	[mm]
k_{ks}	Dynamická bezpečnost šroubu v krutu	[-]
k_s	Výška hlavy šroubu	[-]
k_{ts}	Dynamická bezpečnost šroubu v tahu	[-]
k_{vs}	Celková dynamická bezpečnost	[-]
l_2	Délka dřívku mezi maticí a hlavou	[mm]
$l_{př}$	Tloušťka příruby	[mm]
l_{si}	Délka části šroubu	[mm]
n	Počet šroubů ve spoji	[-]

Značka	Význam	Jednotka
$r_{FPWO1max}$	Rameno síly zkoušky na strikeru	[mm]
r_{Fs}	Rameno síly šroubu na strikeru	[mm]
r_z	Poloměr zaoblení dna závitu	[mm]
s_k	Velikost klíče matice	[mm]
$S_{př}$	Plocha redukovaného virtuálního průřezu příruby	[mm] ²
S_{si}	Plocha průřezu části šroubu	[mm] ²
α	Tvarový součinitel koncentrace napětí	[°]
α_p	Úhel virtuálního kužele pro výpočet tuhosti příruby	[°]
α_z	Úhel boku závitu	[°]
β_σ	Součinitel dynamické koncentrace napětí	[-]
φ'	Redukovaný třecí úhel závitu	[°]
ψ'	Úhel stoupání závitu	[°]
π	Ludolfovo číslo	[-]
σ_{hc}^x	Mez únavy materiálu v míjivém cyklu	[MPa]
σ_{tsh}	Horní napětí ve šroubu	[MPa]
τ	Napětí v krutu šroubu	[MPa]

0 ÚVOD

Automobilový zámek pracuje na principu rohatkového mechanismu. Protikus zámku, většinou oko, při zavření dveří zatlačí na zub rohatky profilovaný tak, aby rohatku otočil do uzavřeného stavu. Na rohatce je hák, který zajistí protikus zámku, při otočení rohatky do uzavřené polohy. Rohatku zajistí v uzavřené poloze západka. Otevření zámku je poté realizováno vytočením západky do polohy uvolnění rohatky. Při jízdě automobilu je zámek vystaven vibračním způsobených otřesy karosérie automobilu. Vibrace můžou způsobit uvolnění zámku. Na obrázku 1 je vidět mechanismus zámku v různých polohách. Vlevo nahoře je mechanismus otevřen a striker uvolněn. Vpravo nahoře se striker zasouvá do mechanismu a uzavírá jej. Vlevo dole je mechanismus uzavřen. Vpravo dole je mechanismus uvolněn pro otevření. Šipky naznačují směr působení momentu pružin.



Obr. 1 – Schéma funkce mechanismu zámku

Diplomová práce má za úkol připravit podmínky pro vývoj v oblasti odolnosti automobilového zámku proti vychození západky (uvolnění rohatky), vlivem otřesů karoserie. Otřesy karoserie jsou simulovány pomocí testu PWO1 (Pawl walk-out). Tento vývoj má zjistit vhodné konstrukční, či provozní úpravy automobilového zámku, které zamezí vychození západky za běžných provozních podmínek.

Cílem diplomové práce je navrhnout zkušební přípravek automobilového zámku, provést pevnostní kontrolu a navrhnout zevrubnou organizaci experimentů. Zkušební přípravek bude obsahovat hlavní mechanické díly automobilového zámku a bude u něj možné měnit některé parametry. Na přípravek jsou kladeny požadavky na změnu:

- tuhosti a předpětí pružin působících na rohatku nebo západku
- momentu setrvačnosti, případně excentricity těžiště rohatky a západky
- tření mezi kluznými plochami (mazáním, zaprášením, ...)
- axiální a radiální vůle rohatky a západky
- geometrie západky

1 REŠERŠE

1.1 MECHANISMUS ZÁMKU

Mechanismus zámku se skládá z rohatkového mechanismu a na něj napojených logických operátorů, pák, případně převodů a servomotorů. Této diplomové práce se týkají rohatka, západka a s nimi přímo sousedící díly.

Striker neboli protikus zámku, je oko, nebo čep, který je při uzavření dveří zachycen rohatkovým mechanismem. Rohatka se zavírá tím, že na ni tlačí striker a zajistí jej proti uvolnění. Rohatku v tomto stavu zajistí západka. Západku ve stavu uzavřeném drží pružina a složka síly, kterou působí rohatka na západku v zavřeném stavu. K otevření může dojít pouze otočením západky do stavu otevřeného. Zámek se poté samovolně otevře, nebo jej otevře potažení za dveře. Rohatku tlačí do otevřeného stavu pružina. Na obrázku 2 je mechanismus zámku vyfocen. Podobný mechanismus je za úkol napodobit při konstrukci zámku.



Obr. 2 - Mechanismus zámku (1)

1.2 NAMÁHÁNÍ ZÁMKU

Zámek automobilu je během svého života namáhán různými způsoby a po celý svůj život musí zajistit určité funkce

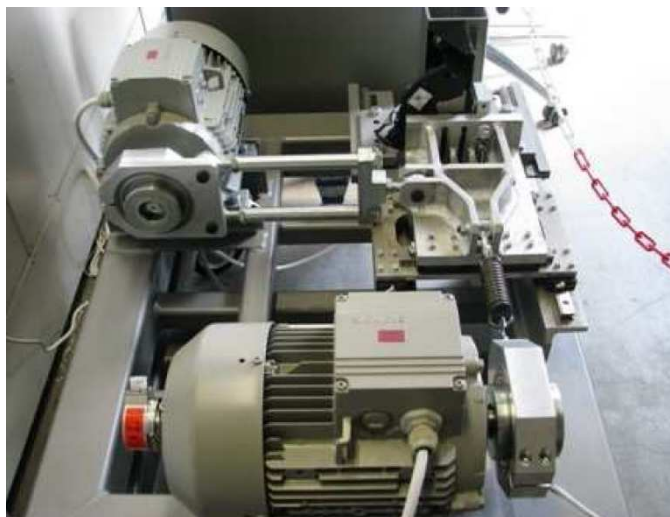
Při havárii se dveře nesmí otevřít. Proto je zámek testován trhací zkouškou a zkouškou na zrychlení. Trhací zkouška ověřuje správné dimenzování mechanismu z hlediska pevnosti dílů. Zkouška zrychlením testuje správnost konstrukce zámku. To znamená zejména hmotnostní rozdělení dílů, jejich geometrie a předpětí pružin.

Životnost mechanismu dveřního zámku je dána především počtem otevření a uzavření dveří. Proto se díly mechanismu kontrolují životnostní zkouškou. Jsou namontovány do dveří, které se otevírají a uzavírají cyklicky po celou dobu trvání zkoušky.

Klimatické prostředí má na funkci zámku výrazný vliv. Zámek musí fungovat v určitém rozmezí teplot, vlhkosti a stupně zaprášení mechanismu. Za těchto podmínek musí po celou životnost splňovat spolehlivé zajištění dveří proti otevření.

Během svého života je mechanismus vystaven vibracím a deformacím karoserie. To může vést za určitých okolností k uvolnění zámku a otevření dveří. Toto zatížení zámku simuluje PWO test (Pawl walk-out test). V překladu do češtiny název znamená „test vychození západky“. Test má více variant. Pro jednu z nich PWO1 je konstruován přípravek, který je předmětem této diplomové práce. Ten bude podrobněji popsán v následující kapitole.

1.3 TEST PWO1



Obr. 3 - Testovací zařízení pro testování PWO

Na obrázku 3 je vidět testovací zařízení pro testy PWO. Pro tento stroj má být navržen přípravek, což je principiálně část zámku automobilu. Při zkoušce je soustava zámku, nebo přípravku a strikeru, ve stavu uzavřeném namáhána cyklickým posuvem a cyklickou silou. Cyklický posuv strikeru je ve směru os čepů rohatky a západky o amplitudě 0,5mm a frekvenci 13 Hz. To se projeví na soustavě třecí silou střídavého charakteru. Cyklická síla je aplikovaná ve směru otevření zámku. Cyklická síla má předpětí 312 N, amplitudu 50 N a frekvenci 15 Hz. Zatížení je generováno řízenými asynchronními elektromotory s excentry. Soustava elektromotoru a excentru, která vyvozuje sílu, je spojena s měřenou soustavou pomocí pružin a upínacího přípravku. Soustava elektromotoru a excentru, která vyvozuje posuv strikeru, je spojena se měřenou soustavou pomocí tuhých táhel a upínacího přípravku. Rozdílná frekvence dvou složek zatížení zaručuje prostřídání všech kombinací fází zatížení.

Existují předpokládané konstrukční vlastnosti mechanismu, které pravděpodobně budou mít vliv na chování zámku v průběhu testu PWO. Tyto konstrukční vlastnosti by měl přípravek pokud možno zajistit všechny. Prozkoumat je zapotřebí tyto vlivy na chování přípravku při testu PWO1:

- tuhosti a předpětí pružin působících na rohatku, nebo západku
- momentu setrvačnosti, případně excentricita těžiště rohatky a západky
- tření mezi kluznými plochami (mazáním, zaprášením, ...)
- axiální a radiální vůle rohatky a západky
- geometrie západky

2 NÁVRH MODELU ZÁMKU

V průběhu navrhování přípravku pro měření bylo postupně zevrubně propracováno několik variant s různými konstrukčními prvky, které by byly výhodné hlavně kvůli nákladům na výrobu přípravku. Většinou však díky vedlejším vlastnostem byly zamítnuty a problém byl vyřešen náhradním řešením.

2.1 ZPŮSOBY ODMĚŘOVÁNÍ

Byly navrženy tři způsoby odměřování natočení podle možností vybavení testovacího pracoviště firmy BROSE CZ v Rožnově pod Radhoštěm. Výběr skýtal tři možnosti:

2.1.1 AKCELEROMETREM

Odměřování akcelerometrem by mělo značnou nevýhodu v tom, že kromě natočení by měřil i vibrace, které umožňují vůle v mechanismu. Navíc do soustavy přináší nutnost kabeláže uchycené na pohyblivých předmětech a nepřesně specifikované rozložení hmotnosti, která není zanedbatelná. Jelikož je za úkol navrhnout přípravek na měření tak, aby umožňoval prozkoumat vliv momentu setrvačnosti dílů na chování přípravku. Proto je potřeba, aby byly těžiště a hmotnosti zanedbatelných dílů relativně přesně známy. Uchycení akcelerometru by probíhalo lepením, které by muselo být provedeno přesně. Jakákoli nepřesnost by se přenášela do postprocessingu měření a jelikož by bylo zapotřebí celý průběh zrychlení dvakrát numericky zintegrovat, nepřesnost by rostla.

2.1.2 OPTICKÝM SENZOREM

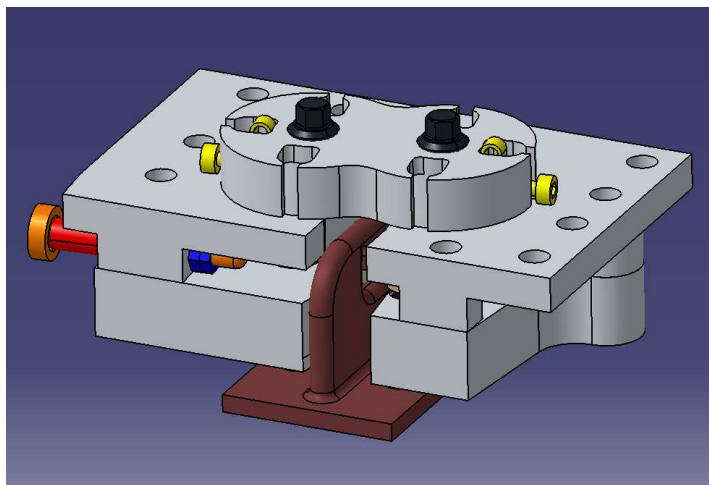
Odměřování optickým senzorem se jeví na jednu stranu jako optimální řešení, ale má řadu nevýhod, které jej znemožňují použít. Jeho princip spočívá v měření energie odraženého světla od nálepky s reflexním trojúhelníkem. Při takovém měření musí mít všechny díly matnou úpravu povrchu a měření musí být prováděno za stálých světelných podmínek. Podle polohy nálepky dává senzor elektrický signál odpovídající poloze nálepky vůči senzoru.

Problém je v nutnosti opakované a relativně složité kalibrace před každým měřením za účelem sestrojení převodové funkce. Rovněž tato metoda snímá nejen úhel natočení dílů, ale i posuv o velikosti tolerancí v mechanismu.

2.1.3 HALLOVÝM ÚHLOMĚREM

Jedná se o úhlový, polohový senzor, který pracuje na principu Hallova efektu. Lze s ním provést relativně přesné měření, při vhodném způsobu aplikace. Pro aplikaci je zapotřebí zkonstruovat co nejpřesnější převodový mechanismus. Kalibrace zde bude pro každý úhlový senzor pouze jednou za účelem zpřesnění měření. Podle zkušeností z konstrukce jsou měniče a elektromotory v dostatečné vzdálenosti, aby příliš neovlivňovaly výsledky měření. Změna elektromagnetického pole v okolí senzorů má na měření významný vliv. V případě že by toto rozhodnutí nebylo správné, by bylo zapotřebí odstínit tyto senzory. Tento způsob odměřování byl použit v přípravku. Výsledky při tomto způsobu odměřování budou ovlivněny posuvným pohybem součástí, ale nebude zde potřeba výsledky integrovat.

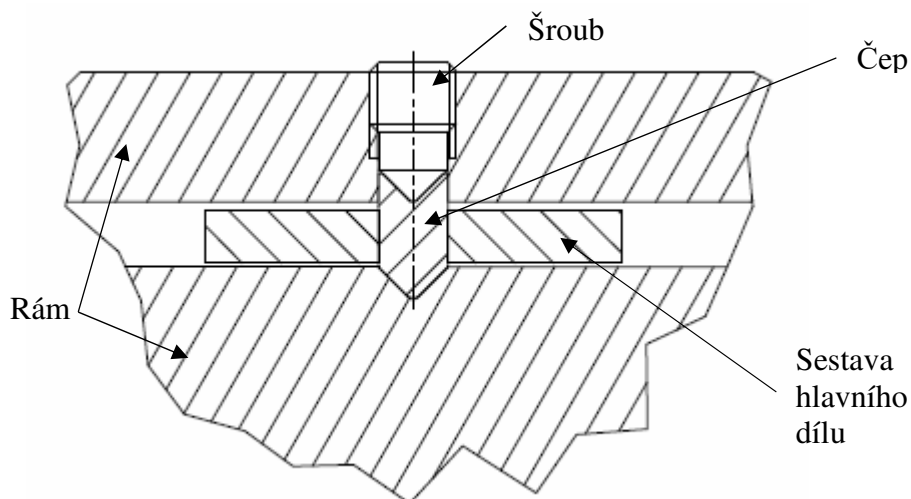
2.2 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ



Obr. 4 - Přístroj PW01 v jedné z fází vývoje

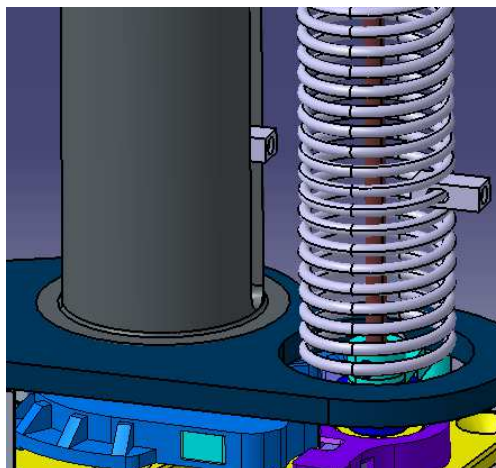
V průběhu konceptování, které bylo nejsložitější částí konstrukce, bylo navrženo několik vývojových verzí přípravku. Dále budou rozebrány některé konstrukční prvky navržené v rámci konceptování přípravku. Na obrázku 4 je jedna z fází vývoje.

Byla navržena levná konstrukce čepů rohatky a západky, které nemusí být tepelně zpracované a jsou konstrukčně jednoduché. Nevýhodou je, že potřebují pro upnutí oba konce čepu. To znamená, že by šel tento koncept realizovat pouze s použitím odměřování pomocí optického senzoru, nebo akcelerometrů. Z obrázku číslo 5 je patrný princip upnutí čepu pomocí kuželových ploch.



Obr. 5 - Upnutí čepu (PW01.0)

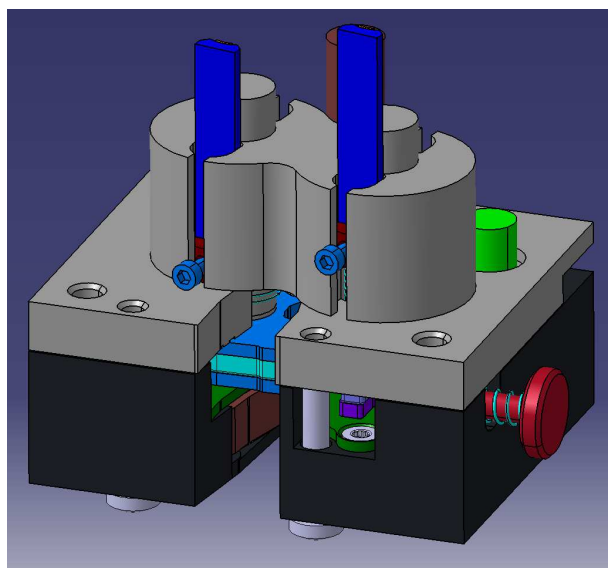
Další významný prvek je způsob upnutí zkrtné pružiny za jednotlivé závity. To by zredukovalo počet potřebných vyrobených pružin na dvě, jelikož by se dala nastavit tuhost pružiny a byl vyřešen jeden proměnný parametr. Toto upnutí prošlo několika změnami. V rámci pozdějšího konceptu bylo aplikováno posuvné ramínko, které šlo upnout na kteroukoli část závitu. Na obrázku č. 6 je vidět aplikace tohoto řešení v jednom z koncepčních řešení. Na levé části obrázku s kompletní zástavbou, napravo se skrytým pouzdrem pružiny, které tvoří její uložení.



Obr. 6 - Aplikace pružiny s nastavitelnou tuhostí (PWO1.2)

Hmotnostní parametry pružiny potřebné k této aplikaci by byly tak velké, že by mohly negativně ovlivnit výsledky měření.

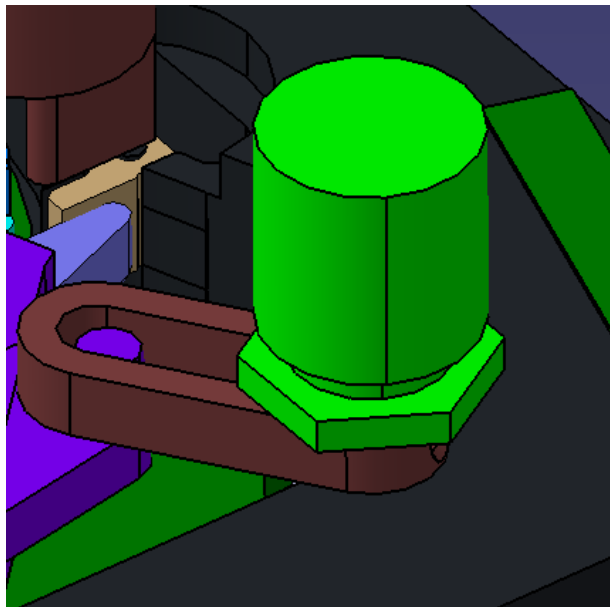
Z důvodu nedostatku místa bylo zavedeno excentrické odměřování na jedné z variant konstrukce. Tato varianta je zobrazena na obrázku číslo 7.



Obr. 7 - Přípravek PWO1 ve verzi s excentrickým odměřováním úhломěrem

V případě, že by nebylo dost místa pro zástavbu v oblasti kolem osy čepu každého dílu byl navržen převodový mechanismus pro odměřování úhlu natočení dílu. Bylo to jen náhradní řešení, jelikož je jasné, že takovýto mechanismus nemůže být dostatečně přesný, když v něm dochází ke vzájemnému posuvu dílů a tím pádem zde budou muset být vůle, aby nedocházelo

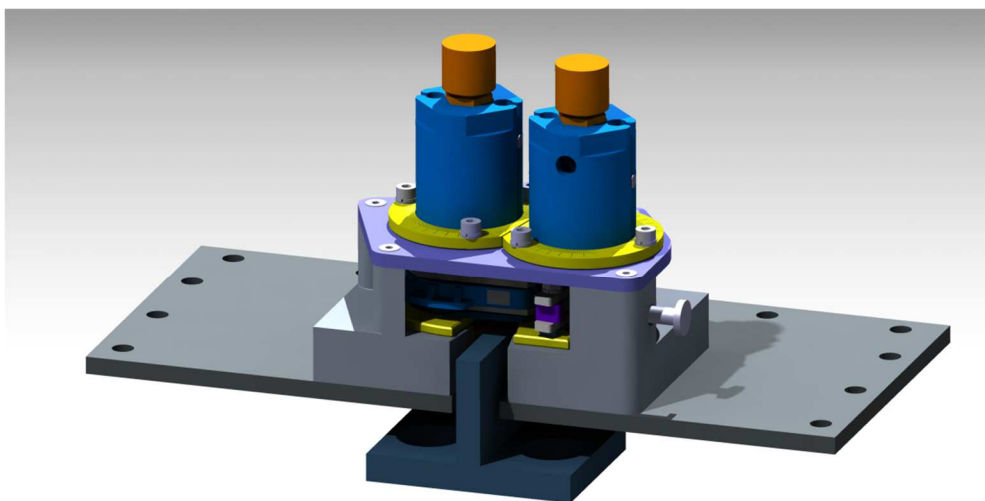
k zadírání, které by ovlivňovalo měření a zvyšovalo riziko poškození senzoru. Na obrázku číslo 8 je zobrazen převodový mechanismus pro nesoustředné odměřování úhломěrem. Úhломěr je připevněn k desce, která je na obrázku skryta.



Obr. 8 - Nesoustředné odměřování (PWO1.1)

2.3 REALIZOVANÝ KONCEPT

Realizovaným konceptem (Na obrázku číslo 9) byla verze PWO1.3. Oproti předchozím probíraným řešením byla tato verze dost odlišná. Detaily konstrukce budou probrány v dalších kapitolách. Zde jsou zevrubně popsány funkce změny:



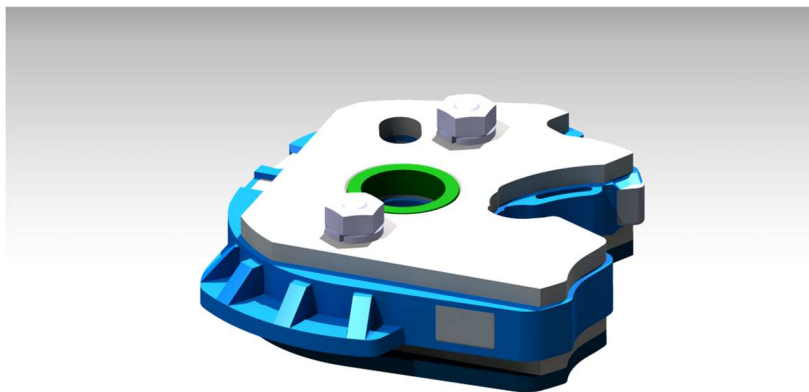
Obr. 9 - Přístroj PW01.3

- tuhosti a předpětí pružin působících na rohatku, nebo západku

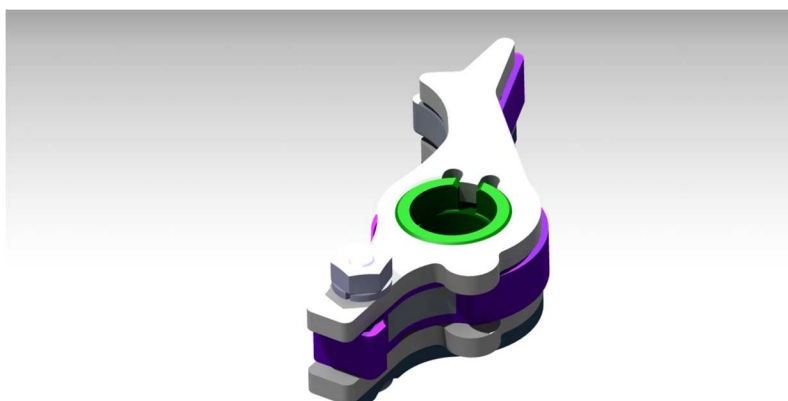
Tuhost každé pružiny bude stanovena výběrem pružiny o dané tuhosti. Předpětí pružiny bude spojitě nastavitelné. Nastavení předpětí pružiny se bude provádět před zkouškou, po kompletním smontování přípravku. A to pootočením pouzder pružin (modré válce na obrázku č. 9) o určitý úhel. Úhel předpětí bude možno nastavit pomocí stupnice na prstencích (na obrázku č. 9 žlutě). Prstence budou přitaženy šrouby k horní desce přípravku a válce budou zajištěny proti pohybu svěrným spojem.

- momentu setrvačnosti, případně excentricita těžiště rohatky a západky

Moment setrvačnosti bude možné změnit výměnou závaží navržených tak, aby výrazně neměnily excentricitu těžiště celé sestavy západky, popřípadě rohatky. Momenty setrvačnosti lze měnit pro západku od $3,17 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ do $5,73 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ a pro rohatku od $1,31 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ do $2,1 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$. Na obrázcích číslo 10 a číslo 11 jsou zobrazeny sestavy hlavních dílů. Na hlavním dílu jsou namontována závaží.



Obr. 10 - Sestava rohatky se závažími



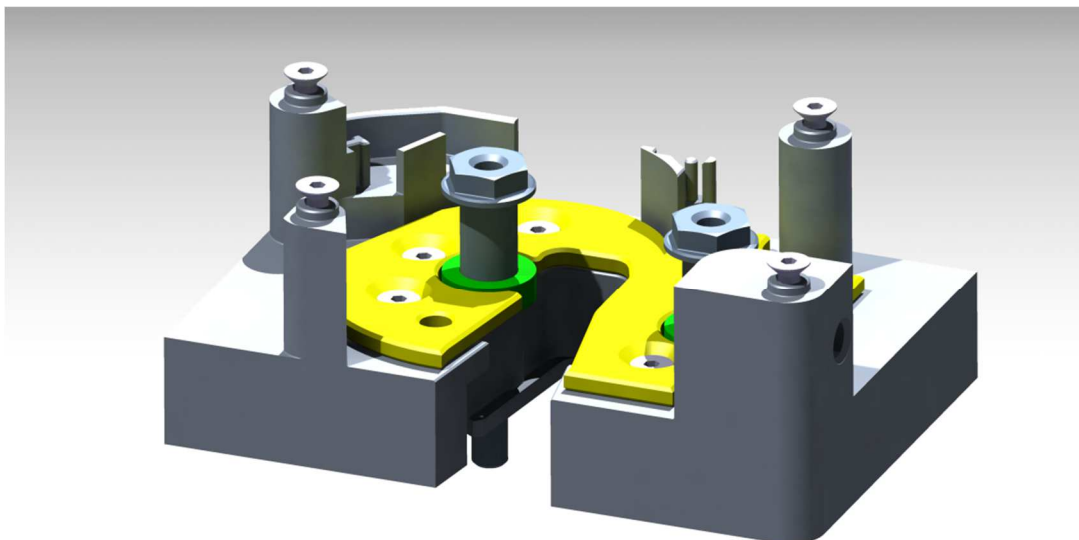
Obr. 11 – Sestava západky se závažími a excentrickým pouzdem

- tření mezi kluznými plochami (mazáním, zaprášením, ...)

Kvalitu a drsnost kluzných ploch lze měnit mazáním a zaprášením. Žádný konstrukční prvek to neomezuje v plnění funkce. Pouze senzory by měly být v případě umístění přípravku do prašné komory odmontovány, nebo zaizolovány.

- axiální a radiální vůle rohatky a západky

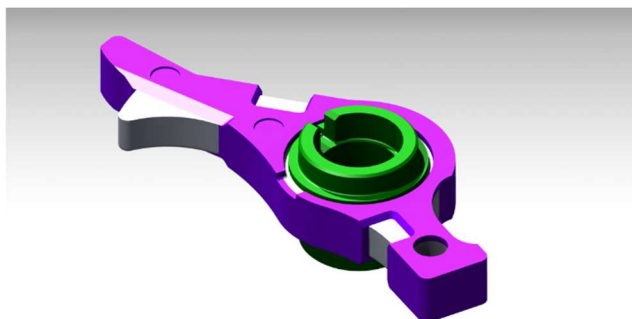
Axiální vůle lze měnit pomocí distančního plechu a distančních kroužků. Pro oba díly bude tedy nastavena axiální vůle ve větší vzdálenosti a v blízkosti čepu. Axiální vůle je nastavitelná pomocí řady distančních plechů v rozsahu od 0,2 mm do 0,8 mm. Axiální vůle nastavitelná pomocí řady distančních kroužků může být od 0,05 mm do 0,4 mm. Radiální vůle je nastavitelná pomocí výměny čepů rohatky a západky, a to v rozsahu 0,05 mm do 0,4 mm. Díly pro změnu vůlí jsou zobrazeny na základní desce na obrázku číslo 12.



Obr. 12 - Základní deska s díly pro nastavení vůlí

- geometrie západky

Geometrie západky je nastavitelná pomocí série excentrických pouzder v rozsahu od 0° do $1,2^\circ$. Úhel je stanoven vzhledem k neutrálnímu bodu geometrie západky. Řešení je zobrazeno na obrázku 13.

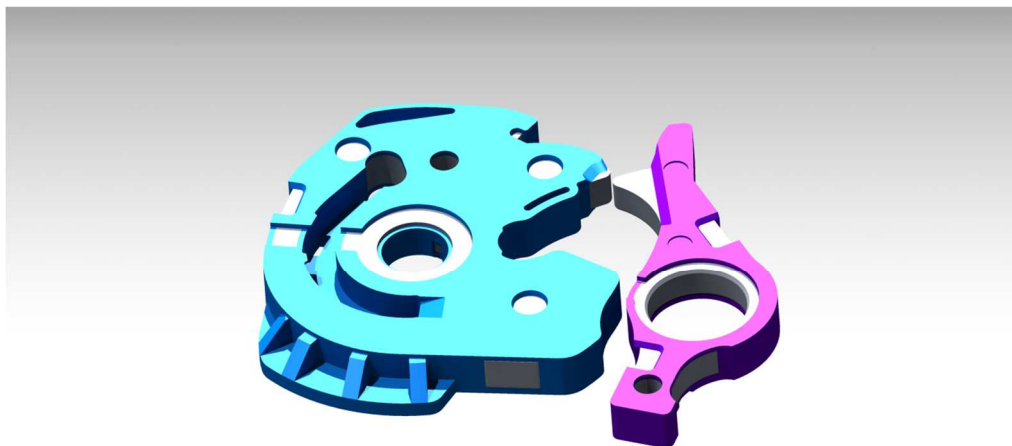


Obr. 13 - Západka s excentrickým pouzdem

2.3.1 PŘEVZATÉ DÍLY A GEOMETRIE

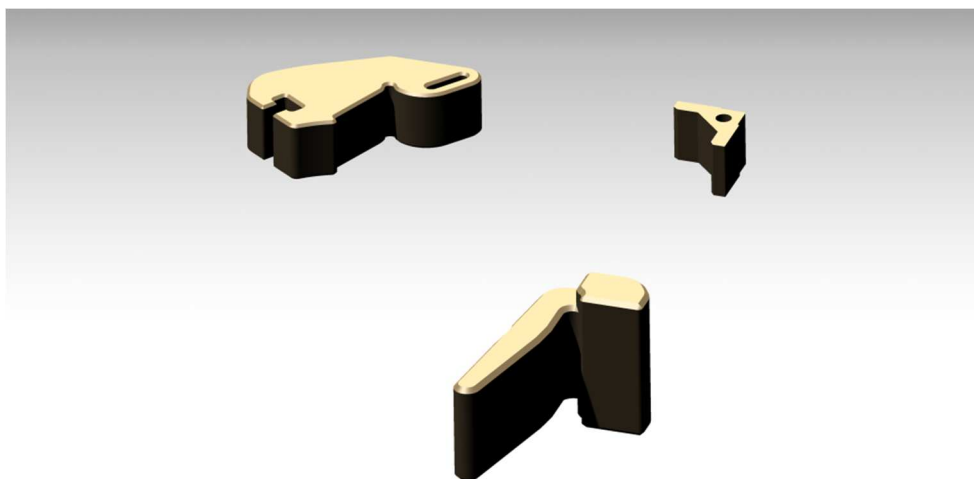
Za účelem snížení nákladů na výrobu a přiblížení chování přípravku k chování zámku byly použity některé díly ze sériově vyráběných zámků. Převzatými díly jsou:

- Rohatka se západkou (obrázek číslo 14)



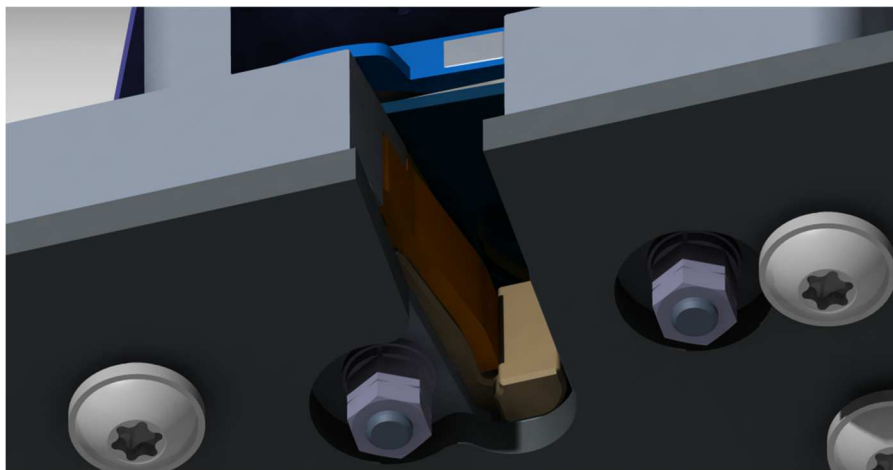
Obr. 14 - Rohatka se západkou

- všechny tři pryžové tlumicí prvky (obrázek číslo 15)



Obr. 15 - Použité pryžové prvky

Za účelem přiblížení chování přípravku byly použity některé geometrie sériového zámku, ze kterého přípravek vycházel. Jsou to lůžka pro puffery a jsou to ústa přípravku, část do které se zasouvá striker. Jsou to místa na strikeru, která se můžou dotýkat při testování s ústí přípravku. Jsou to polohy čepů, na které jsou upnuty mírně upravené díly ze sériových zámků. Na obrázku číslo 16 je vidět pohled na ústa přípravku.



Obr. 16 - Ústa přípravku

3 ŽIVOTNOSTNÍ KONTROLA ZÁMKU

3.1 VÝPOČET SIL

Výpočet sil byl proveden pouze orientačně. Ovlivňují je puffery, jejichž charakteristiky nebyly k dispozici. Výpočet je proveden v příloze.

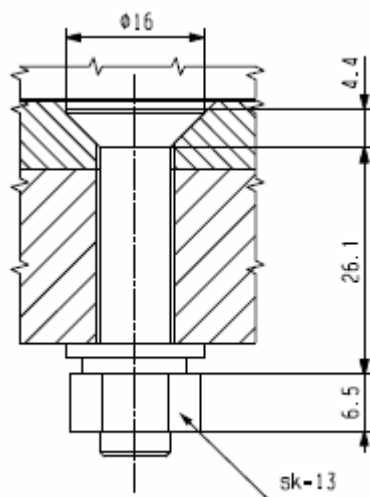
3.2 STATICKY ZATĚŽOVANÉ ŠROUBY

Výpočet staticky zatěžovaných šroubů je uveden v přílohách. Výpočet je však zjednodušenou variantou dynamicky namáhaných šroubů.

3.3 DYNAMICKY ZATĚŽOVANÉ ŠROUBY

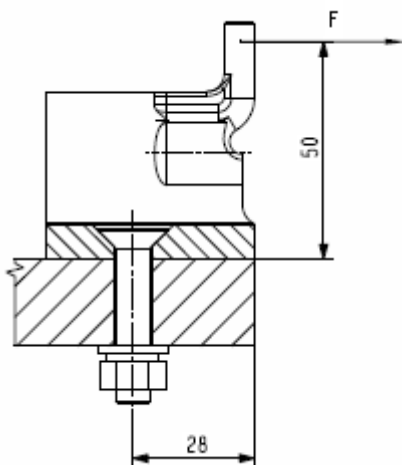
V přípravku se nachází tři dynamicky zatěžované šrouby. Jsou to šrouby, které drží přípravek a striker na testovacím zařízení a čepy rohatky a západky. V originálním zámku to jsou čepy. Zde byly doplněny o šroub z důvodu upevnění na základní desku přípravku. Zde bude provedena pouze kontrola šroubu, který drží striker na testovacím rámu. U ostatních se postupovalo podobně a v přílohách je jejich výpočet proveden.

Nejdříve byly stanoveny parametry šroubového spoje. Geometrické parametry jsou patrné z obrázku 17. Šroub je pevnostní třídy 10.9.



Obr. 17 - Parametry šroubového spoje

Poté byl stanoven způsob namáhání. Předpětí spoje spočívá v požadavku přenosu síly třením. Síla, kterou musí spoj udržet, se rovná maximální síle, kterou působí testovací zařízení na striker. Tato síla nemá působiště v rovině styku obou rovin. Proto tato síla působí momentem na striker a u šroubů vzniká přídatná osová síla. Toto namáhání je patrné z obrázku č. 18



Obr. 18 – Namáhání spoje strikeru

Dále je zapotřebí stanovit tuhost šroubu a tuhost příruby. Pro tuhosti platí následující vztahy:

Výpočet tuhosti šroubu (2):

$$\frac{1}{c_s} = \frac{1}{E_s} \cdot \sum_i \frac{l_{Si}}{S_{Si}} \quad (3.1)$$

Po úpravě:

$$\frac{1}{c_s} = \frac{4}{\pi \cdot E_s} \sum_i \frac{l_{Si}}{d_{Si}^2}$$

V tomto případě jsem počítal s celou délkou hlavy šroubu. V citované literatuře se počítá s zkrácenou délkou hlavy šroubu s šestihrannou hlavou. Já počítám s celou délkou hlavy, jelikož předpokládám jiné chování spojů. Zde je použit záporný šroub.

$$\frac{1}{c_s} = \frac{4}{\pi \cdot E_s} \cdot \left[\frac{\frac{1}{2} \cdot h}{d_2^2} + \frac{l_2}{d_3^2} + \frac{k_s}{d_1^2} \right]$$

$$\frac{1}{c_s} = \frac{4}{\pi \cdot 210000} \cdot \left[\frac{\frac{1}{2} \cdot 6,5}{7,188^2} + \frac{26,1}{6,466^2} + \frac{4,4}{8^2} \right]$$

$$\frac{1}{c_s} = \frac{1}{2,18 \cdot 10^5} \text{ mm/N}$$

$$c_s = 2,18 \cdot 10^5 \text{ N/mm}$$

Výpočet tuhosti příruby (2):

$$c_{PŘ} = \frac{E_{PŘ} \cdot S_{PŘ}}{l_{PŘ}} \quad (3.2)$$

$$S_{PŘ} = \frac{\pi}{4} (d_{RED}^2 - d_D^2) \quad (3.3)$$

$$d_{\text{RED}} = s_K + \frac{l_{\text{PŘ}}}{2} \cdot \text{tg}(\alpha_p) \quad (3.4)$$

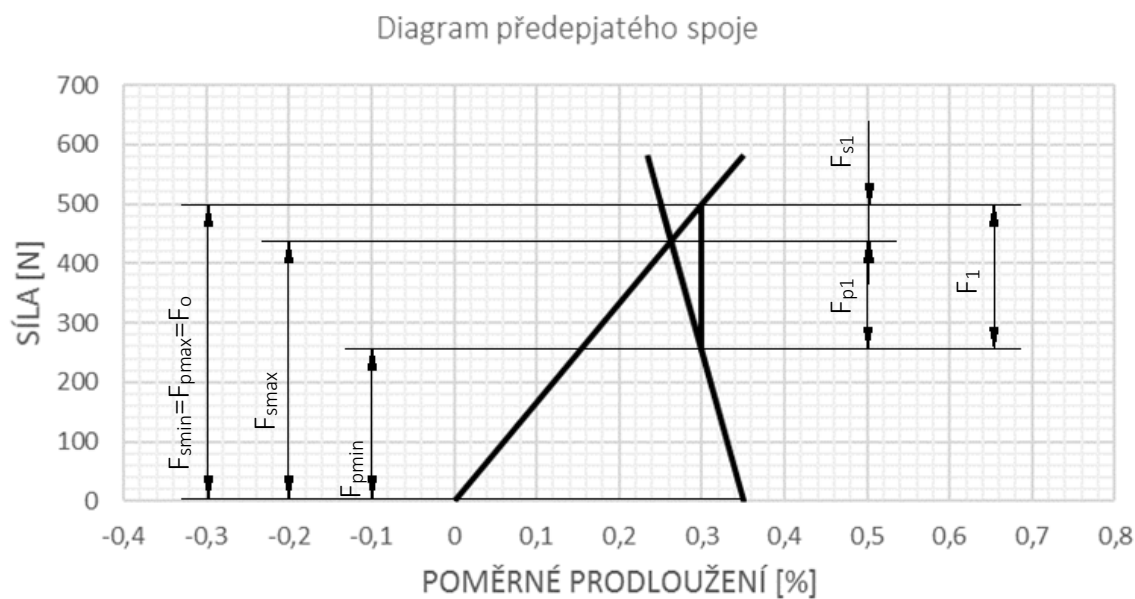
Po úpravě:

$$c_{\text{PŘ}} = \frac{E_{\text{PŘ}} \cdot \frac{\pi}{4} \left(\left(s_K + \frac{l_{\text{PŘ}}}{2} \cdot \text{tg}(\alpha) \right)^2 - d_D^2 \right)}{l_{\text{PŘ}}}$$

$$c_{\text{PŘ}} = \frac{71000 \cdot \frac{\pi}{4} \left(\left(16 + \frac{30,5}{2} \cdot \text{tg}(45) \right)^2 - 8,5^2 \right)}{30,5}$$

$$c_{\text{PŘ}} = 1,17 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$$

Síly ve svěrném spoji.



Obr. 19 - Diagram předepjatého spoje

Síla požadovaného předpětí:

$$F_{pmin} = \frac{k}{n} \frac{F_{PWO1max}}{f_{oc}} \quad (3.5)$$

$$F_{pmin} = \frac{1,5}{2} \frac{362}{0,15}$$

$$F_{Pmin} = 1810 \text{ N}$$

Přídavná zátěžová síla:

$$F_{P1} = F_{PWO1max} \frac{r_{F_{PWO1max}}}{r_{F_S} \cdot n}$$

$$F_{P1} = 362 \frac{50}{28 \cdot 2}$$

$$F_{P1} = 323 \text{ N}$$

Minimální osová síla ve šroubu (2):

$$F_{Sn} = F_{P\check{R} MIN} + F_{P1} \cdot \frac{c_{P\check{R}}}{c_{P\check{R}} + c_S} \quad (3.6)$$

$$F_{Sn} = 1810 + 323 \cdot \frac{1,17 \cdot 10^6}{1,17 \cdot 10^6 + 2,18 \cdot 10^5}$$

$$F_{Sn} = 2082 \text{ N}$$

Amplitudová síla (2):

$$F_{Sa} = \frac{F_{P1} \cdot \frac{c_S}{c_S + c_{P\check{R}}}}{2} \quad (3.7)$$

$$F_{Sa} = \frac{323 \cdot \frac{2,18 \cdot 10^5}{2,18 \cdot 10^5 + 1,17 \cdot 10^6}}{2}$$

$$F_{Sa} = 25,4 \text{ N}$$

Síla předpětí (2):

$$F_0 = F_{Sn} + F_{Sa}$$

$$F_0 = 2082 + 25,4$$

$$F_0 = 2082 \text{ N}$$

Horní síla (2):

$$F_{Sh} = F_{Sn} + 2 \cdot F_{Sa} \quad (3.8)$$

$$F_{Sh} = 2082 + 2 \cdot 25,4$$

$$F_{Sh} = 2133 \text{ N}$$

Třecí úhel (2):

$$\varphi' = \arctg \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha_z}{2}} \quad (3.9)$$

$$\varphi' = \arctg \frac{0,2}{\cos \frac{60}{2}}$$

$$\varphi' = 13^\circ$$

Úhel stoupání (2):

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} \quad (3.10)$$

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{1,25}{\pi \cdot 7,188}$$

$$\psi = 3,17^\circ$$

Obvodová třecí síla (2):

$$F_Z = F_0 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \quad (3.11)$$

$$F_Z = 2082 \cdot \operatorname{tg}(3,1 + 13)$$

$$F_Z = 604 \text{ N}$$

3.3.1 KRITICKÉ NAMÁHÁNÍ ŠROUBU

Během návrhu byly zkontrolovány všechny podstatné průřezy z hlediska životnosti. Zde bude rozebrán jeden, ten nejkritičtější. Jedná se o první zatížený závit svěrného spoje. Nejprve bylo spočteno maximální namáhání šroubu podle (2).

$$\sigma_{tSh} = \frac{F_{Sh}}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} \quad (3.12)$$

$$\sigma_{tSh} = \frac{2133}{\pi \cdot \left(\frac{6,466}{2}\right)^2}$$

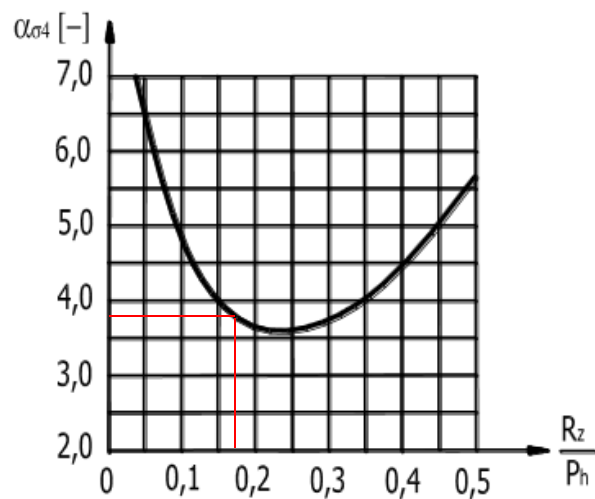
$$\sigma_{tSh} = 65 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{F_z \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot d_3^3} \quad (3.13)$$

$$\tau = \frac{604 \cdot \frac{7,188}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot 6,466^3}$$

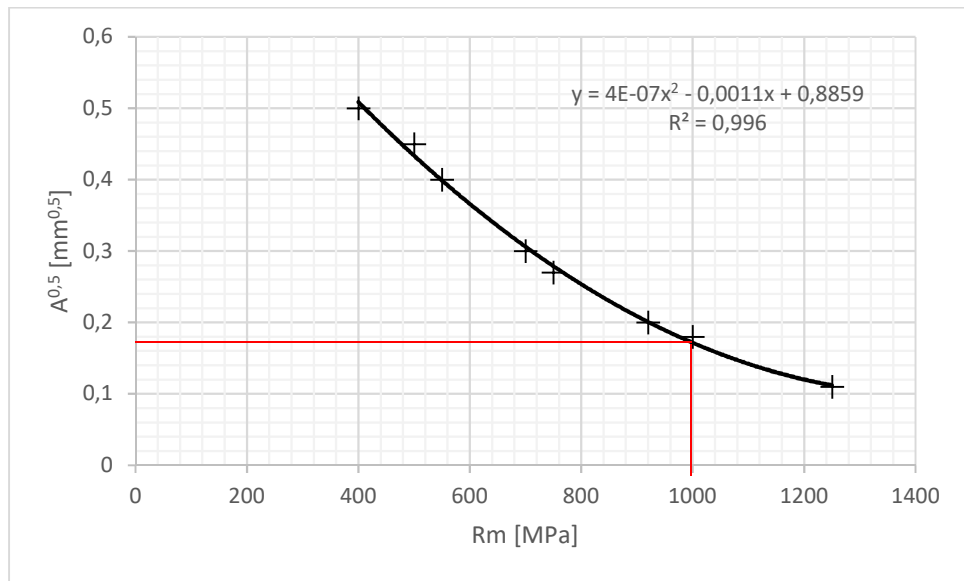
$$\tau = 41 \text{ MPa}$$

Dále je zapotřebí stanovit součinitel α . Volba součinitele je patrná z obrázku 2 ze zdroje (2).



Obr. 20 - Volba součinitele koncentrace napětí

Z tvarového součinitele koncentrace napětí α_σ se spočítal pomocí Neuberovy metody součinitel dynamického vrubu β_σ . Proto je zapotřebí určit Neuberovu konstantu dle grafu na obrázku číslo 21 ze zdroje (3). Z obrázku je patrné určení Neuberovy konstanty.



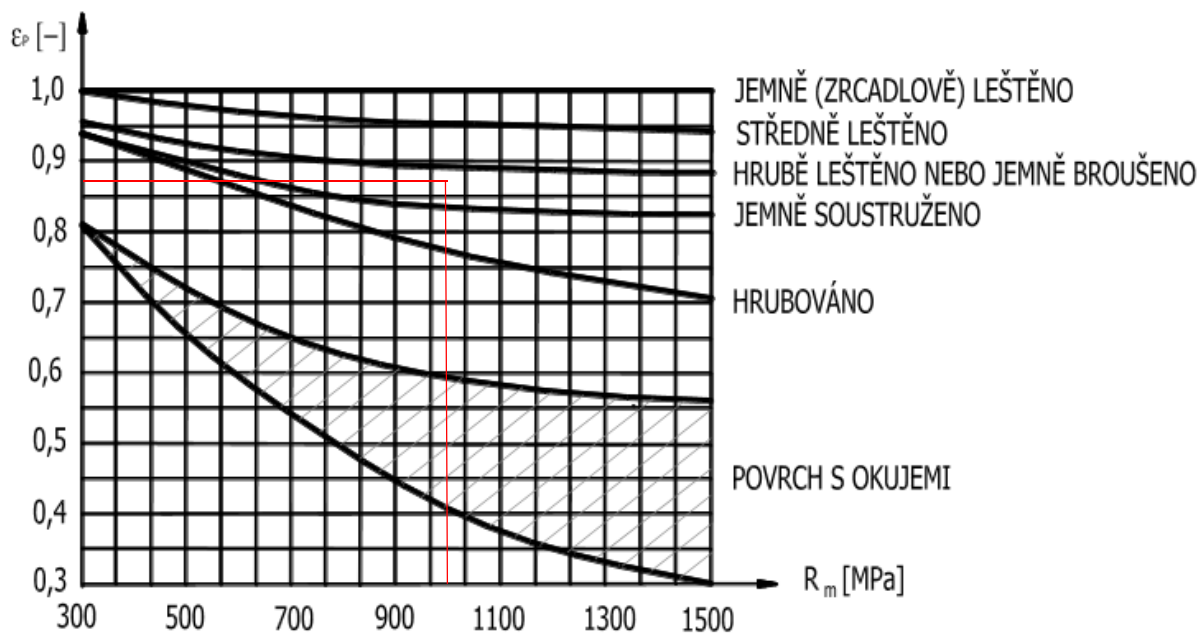
Obr. 21 - Volba Nauberovy konstanty

$$\beta_{\sigma} = 1 + \frac{\alpha - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{r_z}}} \quad (3.14)$$

$$\beta_{\sigma} = 1 + \frac{3,75 - 1}{1 + \frac{0,17}{\sqrt{0,18}}}$$

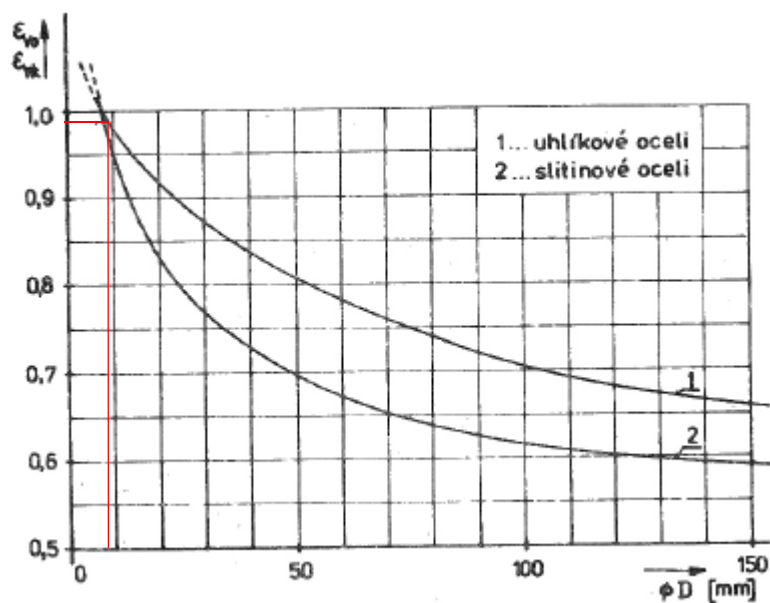
$$\beta_{\sigma} = 2,96$$

Určení součinitele jakosti povrchu dle (2) , viz. Obrázek číslo 22:



Obr. 22 - Volba součinitele jakosti povrchu

Určení součinitele velikosti průřezu dle (4), viz. Obrázek číslo 23:



Obr. 23 - Volba součinitele velikosti průřezu

Šroub musí být opakovatelně smontovatelný. Proto musí být namáhání vyhodnocováno jako míjivé zatížení v tahu a střídavé zatížení v krutu. Výpočet meze únavy v míjivém zatížení s 1% pravděpodobností poruchy podle (5):

$$\sigma_{hc} \cong 0,61 \cdot R_m \quad (3.15)$$

$$\sigma_{hc}^x = \sigma_{hc} \cdot \frac{\varepsilon_p \cdot v_\sigma}{\beta_{\sigma MAX}} \quad (3.16)$$

Po úpravě:

$$\sigma_{hc}^x = 0,61 \cdot R_m \cdot \frac{\varepsilon_p \cdot v_\sigma}{\beta_{\sigma MAX}}$$

$$\sigma_{hc}^x = 0,61 \cdot 1000 \cdot \frac{0,875 \cdot 0,93}{2,96}$$

$$\sigma_{hc}^x = 167,47 \text{ MPa}$$

Dynamická bezpečnost v tahu je potom:

$$k_{ts} = \frac{\sigma_{hc}^x}{\sigma_{tSh}}$$

$$k_{ts} = \frac{167}{65}$$

$$k_{ts} = 2,57$$

Obdobně byla stanovena bezpečnost pro krut, jen kritérium bylo stanoveno pro střídavý krut. Korekční součinitele byly obdobně vybrány z diagramů, jen pro krut. Tvarový součinitel koncentrace napětí byl odhadnut na základě předpokladu podobnosti závitové drážky a drážky na hřídeli. Byl nalezen tvarový součinitel pro drážku s parametry závitu pro tah a pro krut. Ten byl zvětšen v poměru tvarového součinitele pro závit ku tvarovému součiniteli drážky.

Bezpečnost pro krut je 3,05 a výsledná bezpečnost se vypočte dle (2):

$$k_{vs} = \frac{k_{ts}k_{ks}}{\sqrt{k_{ts}^2 + k_{ks}^2}} \quad (3.17)$$

$$k_{vs} = \frac{2,57 \cdot 3,05}{\sqrt{2,57^2 + 3,05^2}}$$

$$k_{vs} = 1,97$$

V průběhu života se poměry ve spoji budou měnit. Proto je otázkou jak dlouho, tedy kolik upnutí spoj zvládne.

Maximální utahovací moment:

$$M_U = F_0 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} + F_0 \cdot f_{oc} \cdot \frac{D_S}{4} \quad (3.18)$$

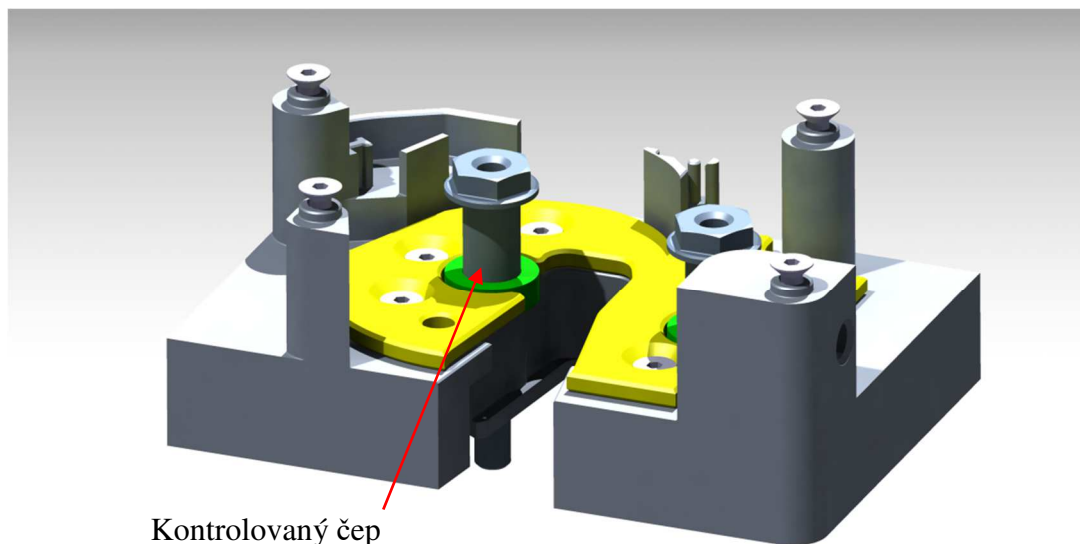
Kde D_S je třecí průměr pod maticí šroubu.

$$M_U = 2082 \cdot \operatorname{tg}(3,1 + 13) \cdot \frac{7,188}{2} + 2082 \cdot 0,15 \cdot \frac{11,45}{4}$$

$$M_U = 3810 \text{ Nmm}$$

Minimální utahovací moment je 2927 Nmm

3.4 ČEP



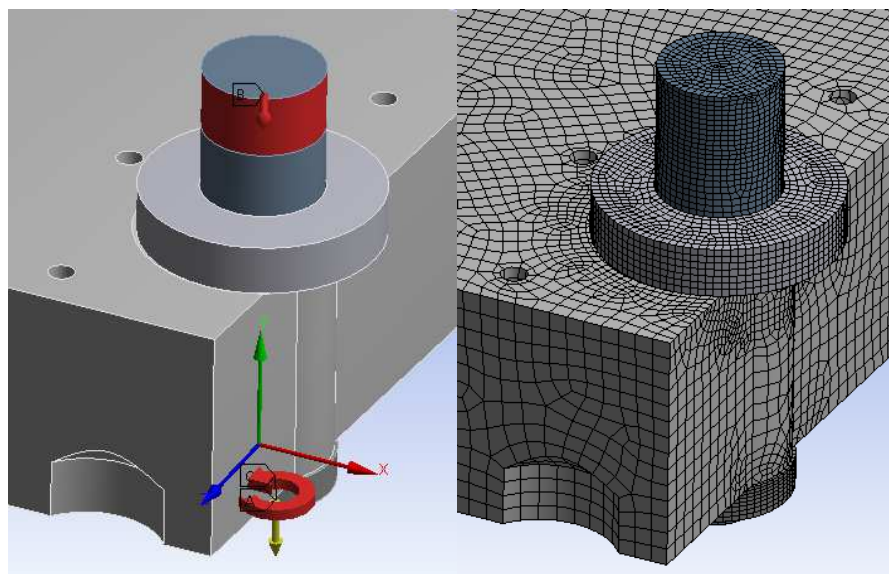
Obr. 24 - Umístění čepu

V případě čepu zde nebude zobrazen celý výpočet, jelikož se jedná principem o dynamicky zatěžovaný šroub. V případě tohoto dílu, bylo několik parametrů zjištěno simulací. Aby se zde podobné výpočty neopakovaly, budou popsány pouze postupy, které nebyly v práci zmíněny. Zbylé výpočty jsou v přílohách. Umístění čepu je zobrazeno na obrázku číslo 24.

3.4.1 PODMÍNKA PŘENOSU TŘENÍM

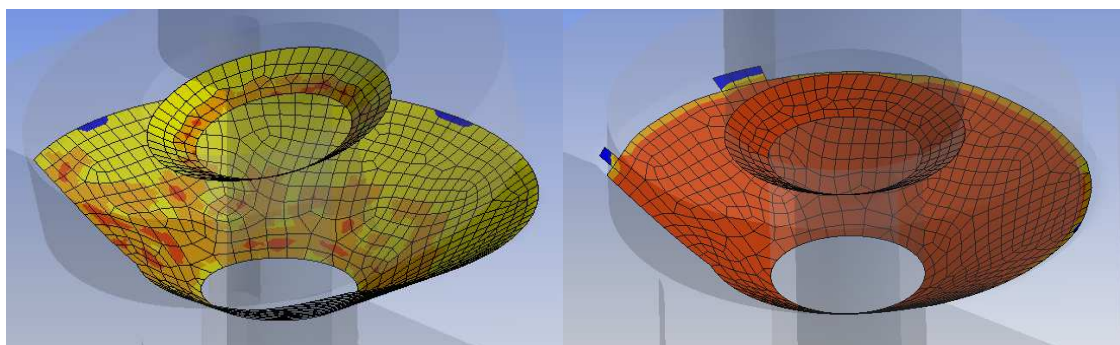
Podmínka přenosu třením spoje byla prošetřena kontaktní úlohou. Teoreticky se sice jedná o tvarový přenos sil, ale v případě malého utahovacího momentu může docházet k posuvu ploch, což z hlediska funkce tuhého čepu bez vůle není přijatelné. Čep musí většinou plochy dosedat bez prokluzu. Zamezení prokluzu ovlivňuje rovněž přídatný ohyb, který je tvořen zatížením čepu. Byl vymodelován šroubový spoj o tvarech dostatečně podobných skutečným, krom čepu. Model čepu byl vytvořen z výpočtových oblastí pro výpočet tuhosti šroubu. Mezi kontaktní plochy byla vložena třecí vazba. V prvním zátěžovém

kroku byl šroubový spoj předepjat posunutím konce modelu šroubu o hodnotu minimální osově síly 257 N vzniklé utažením spoje a v druhém kroku byl spoj zatížen třecí silou odpovídající předpokládanému utahovacímu momentu. V třetím kroku byl zatížen silou v radiálním směru velikosti stanovené zátěžové síly, zvětšené z důvodu některých odhadovaných vstupních hodnot, které nejsou známy. Zvětšená zátěžová síla má velikost 425 N. Z obrázku číslo 25 je patrná tvorba modelu.



Obr. 25 - Model svěrného spoje čepu

Na obrázku 26 níže, je vidět stav třecího kontaktu mezi plochami s minimálním stanoveným předpětím. Červená znamená bez prokluzu, oranžová s prokluzem, ale v kontaktu. Žlutá potom značí blízké plochy a modrá vzdálené. Vlevo je spoj bez dostatečného předpětí, vpravo spoj se zaručeným přenosem sil třením.



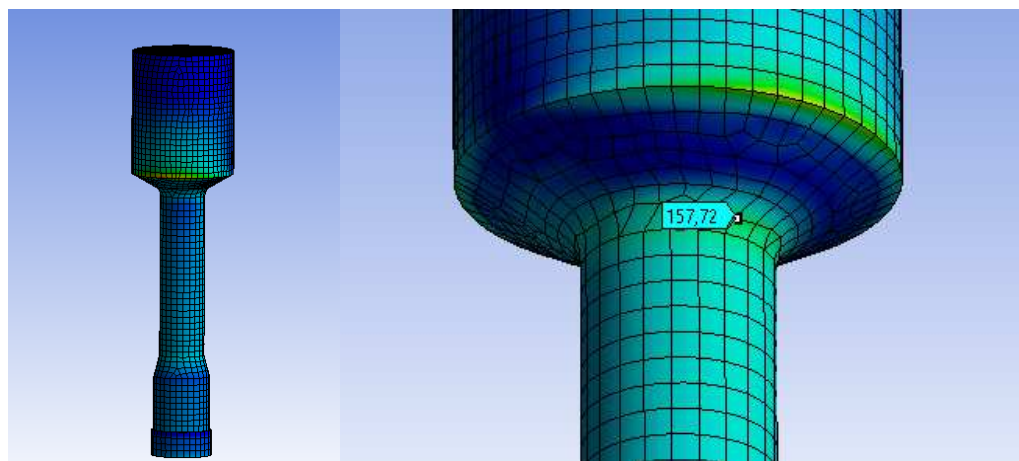
Obr. 26 - Stav třecích ploch svěrného spoje

3.4.2 SIMULACE NAPĚŤOVÝCH STAVŮ

Byla provedena simulace, která má ověřit zatížení dílu v blízkosti místa kontaktu. Vedlejším produktem simulace je osová síla v jednotlivých kontaktech. V příloze jsou realizovány následující výpočty napěťových stavů, bezpečností a utahovacích momentů.

Model pro tuto simulaci byl vytvořen obdobně jako u předchozí simulace. Bylo však použito pevných vazeb. Zjednodušení na pevnou vazbu může být použito, jelikož prokluzu mezi kontaktními plochami je zamezeno. Okrajové podmínky byly přizpůsobeny hornímu utahovacímu momentu. Jelikož se zatížení modelu z hlediska bezpečnosti nezvyšuje lineárně, tak byla zátěžová síla stanovena vyšší o požadovanou bezpečnost 2. Osová síla je 775 N, moment v krutu je 966 Nmm a zátěžová síla je 816 N.

Na obrázku níže je zobrazeno kritické místo z hlediska napětí. Jiné napěťové špičky jsou buď výpočetní, nebo jsou na místech, kde je přípustné. Maximální napětí i tak odpovídá minimální stanovené mezi únavy 332 MPa. Materiál je ocel 12 050 zušlechťená na 950-1000 MPa. Spoj musí být opakovatelně rozebíratelný s předem nedefinovaným počtem upnutí. Proto je dimenzován na neomezenou životnost.

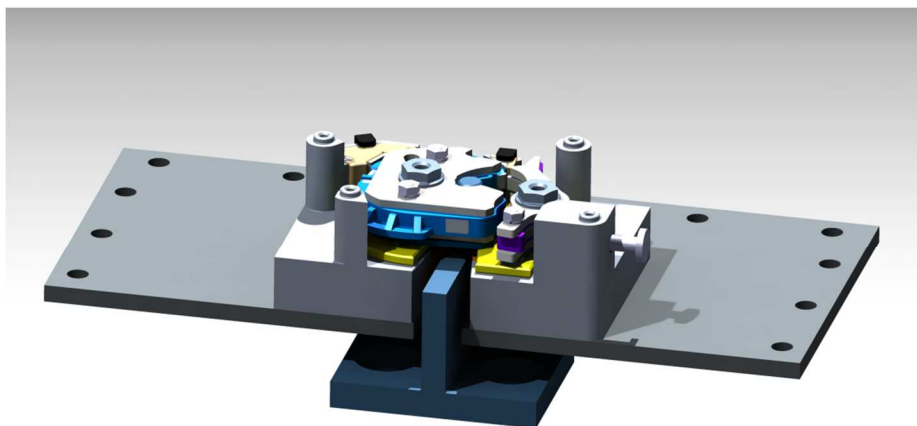


Obr. 27 - Kritické místo čepu

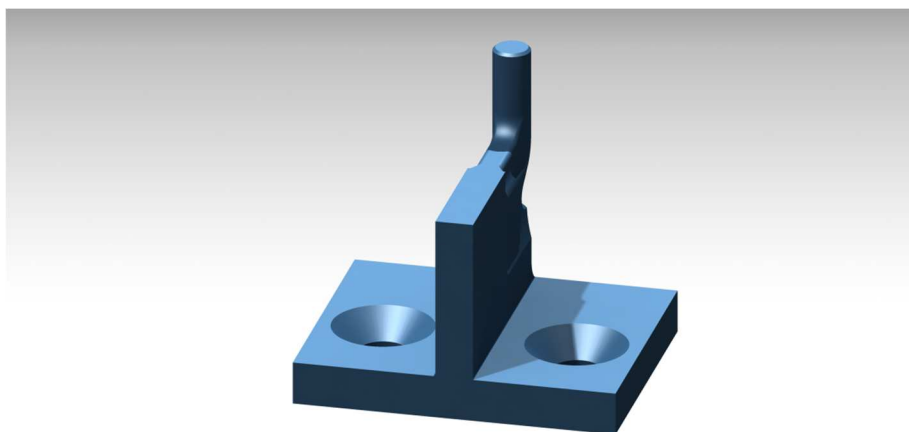
Výstupem simulace je rovněž síla v daných napěťových stavech šroubu, které byly použity pro kontrolu závitu. Závit je kontrolován podobným postupem, jaký je uveden v kapitole 3.3 a podkapitolách. Maximální osová síla předepnutí je 775 N a maximální osová síla po zatížení je 713 N. Pokles osově síly je z důvodu nesymetrického spoje. Přídavný

ohybový moment v závitě je však relativně malý a při návrhu je zahrnut ve vyšší bezpečnosti. Rozložení napětí podle hypotézy HMH je zobrazeno na obrázku číslo 27.

3.5 STRIKER

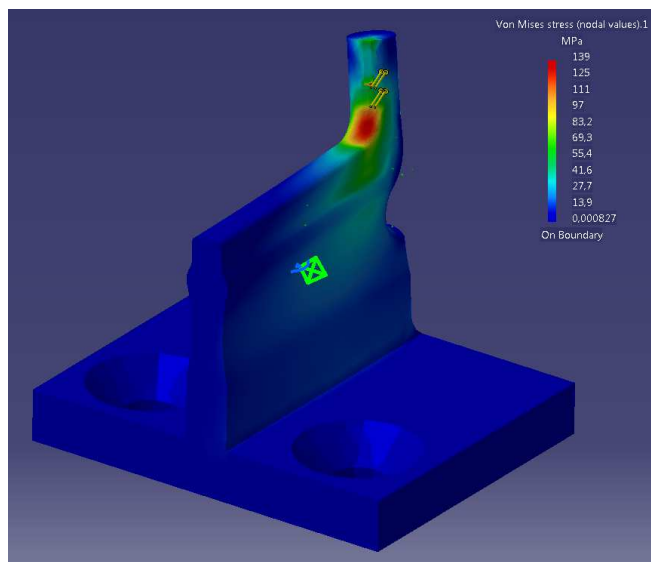


Obr. 28 - Umístění strikeru



Obr. 29 - Striker

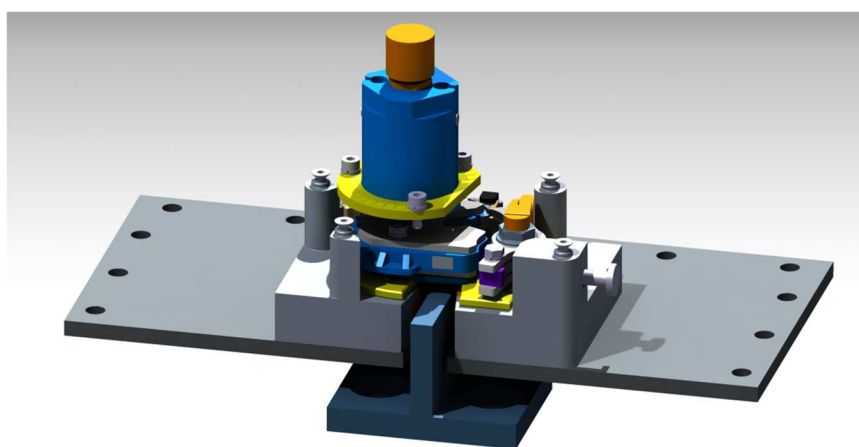
Tvar strikeru je dán zejména potřebou mít co nejpodobnější chování v přípravku, jako v sériovém zámku, stejně, jako díly okolo něj. Z hlediska namáhání bylo pro výpočet napětí použito MKP modulu obsaženého v softwaru CATIA V5. Poté bylo napětí v kritickém místě porovnáno s mezí únavy v míjivém cyklu, v místě vrubu. Umístění strikeru a jeho tvar je patrný z obrázků číslo 28 a číslo 29.



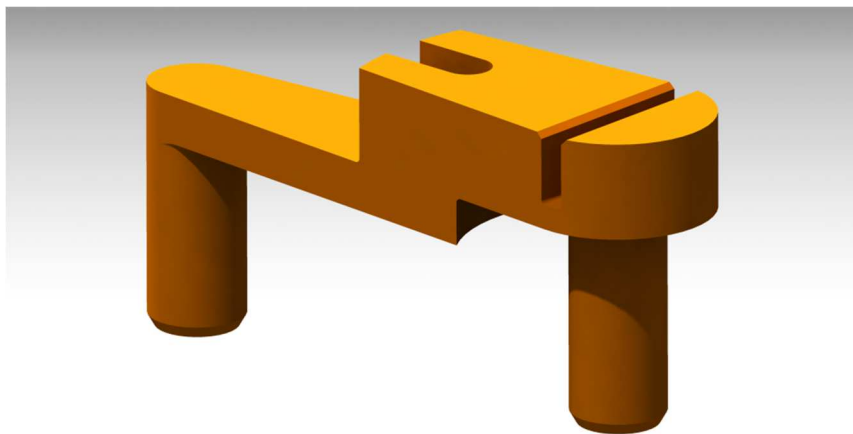
Obr. 30 - Namáhání strikeru

Striker je zatěžován silou o amplitudě 50 N a předpětí 312 N. Frekvence cyklu je 15 Hz. Není přesně jasné, jaký je dotyk mezi strikerem a rohatkou. Proto byla 312N síla zvětšena na 365 N a přidána kolmou složkou o velikosti 130 N. Jelikož bude striker zcela uvolňován při každém otevření zámku, tak se příklad zjednodušuje na míjivé zatěžování. Simulované zatížení je patrné z obrázku. Model strikeru byl vetknut za spodní plochu. Redukované napětí metodou HMH dosáhlo 139 MPa a při porovnání s redukovanou mezí únavy 296 MPa má striker dynamickou bezpečnost 2,13. Rozložení napětí podle HMH na strikeru je zobrazeno na obrázku č 30.

3.6 RAMÍNKO ZÁPADKY

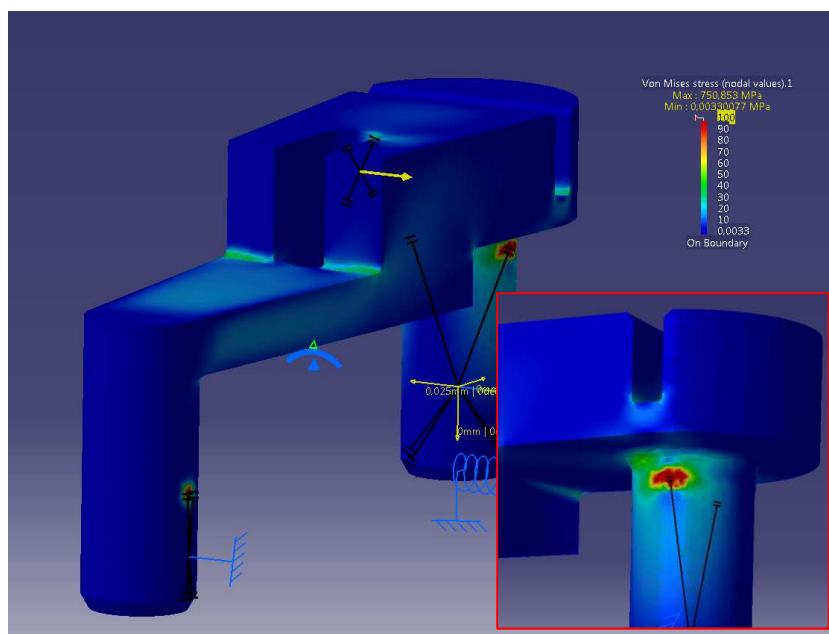


Obr. 31 - Umístění ramínka západky



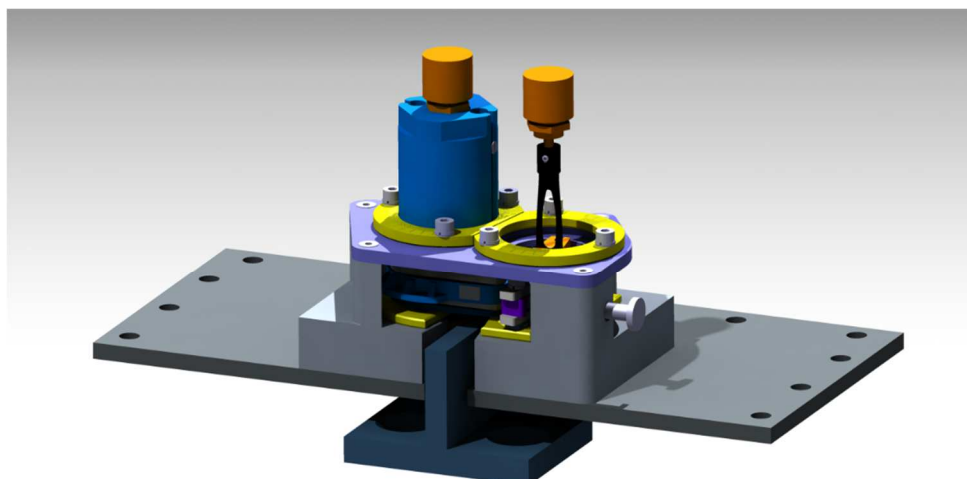
Obr. 32 - Ramínko

Ramínko západky je delší než ramínko rohatky a z hlediska zatížení je proto i kritičtější díl. Proto nebude kontrolováno ramínko rohatky. Ramínko pro přenos síly pružiny na díl je namáháno v ohybu. Na tlačné straně čepu, který je uložen v díře v čepu základního dílu je vysoké, ale otláčení v této části je přípustné. Rovněž v dotyku pružiny bude zvýšená hodnota koncentrace napětí, avšak poškození povrchu není v této aplikaci problém. Kritické místo z hlediska pevnosti se nachází v oblasti změny tloušťky ramínka a na zaoblení čepu. Velikost tohoto napětí je 53 MPa. Tvorba modelu je patrná z obrázku. Celý díl byl zajištěn poddajnou pružinou, aby nedošlo k singularitě. Byly vytvořeny virtuální tuhé modely kontaktních ploch sousedních dílů a ty byly zajištěny proti transformaci, nebo na ně byla aplikována zátěžná síla pružiny. Umístění ramínka a jeho tvar je zřejmý z obrázků číslo 31 a číslo 32. Rozložení napětí podle HMM je zobrazeno na obrázku číslo 33.



Obr. 33 - Namáhání ramínka západky

3.7 UNÁŠEČ ÚHLOMĚRU



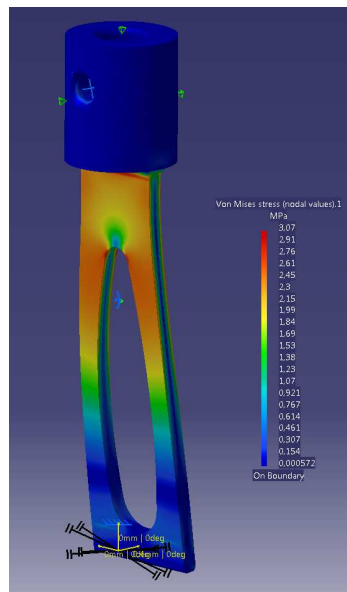
Obr. 34 - Umístění unašeče



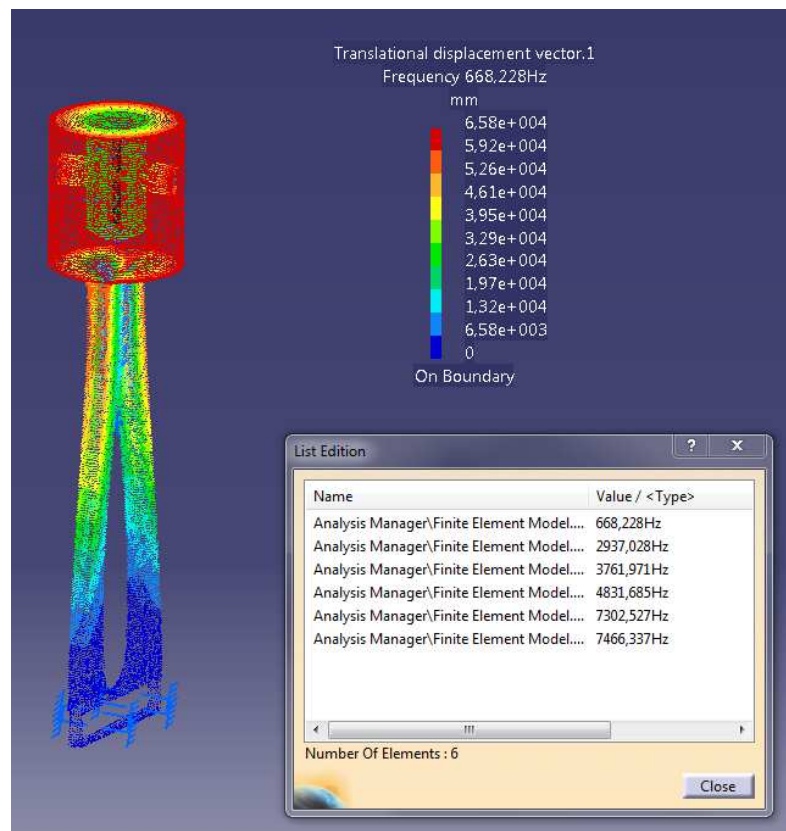
Obr. 35 - Unašeč

Unašeč úhloměru má za úkol přenést na úhlový senzor natočení ramínka a přitom omezit přídavné reakce z nepřesné souososti senzoru a ostatních dílů. Rovněž je to jeden z dílů, které je vhodné zkontrolovat alespoň orientačně s ohledem na vlastní frekvenci. Umístění a tvar unašeče je zřejmý z obrázků číslo 34 a číslo 35.

Odhadovaná nepřesnost zmíněných souosostí je 0,2 mm z důvodu bezpečnosti byl navržen díl na dvojnásobnou excentricitu. Při takovém zatížení musí být díl v oblasti lineárních deformací a vzhledem k vlastnostem plastového materiálu POM se jedná o hladinu do 13 MPa. Ze simulací vychází, že je unašeč schopen přenést odchylku os do velikosti 0,4 mm, při níž dochází k zatížení okolo 3 MPa, což je vyhovující. Reakce, která bude působit na senzor při vyosení je rovněž nižší, než maximální povolená. První vlastní frekvenci má 668 Hz, což je vysoko nad hodnotami zkoušky 15 a 13 Hz. Tuhost v krutu celého dílu s ohledem na rotaci je rovněž dostačující. Na obrázku číslo 36 je zobrazeno rozložení napětí dle HMM unašeče. Na obrázku číslo 37 jsou zobrazeny výsledky analýzy vlastních frekvencí.



Obr. 36 - Zatížení unašeče



Obr. 37 - Vlastní frekvence unašeče

4 NÁVRH ORGANIZACE EXPERIMENTŮ

4.1 URČENÍ VLASTNOSTÍ NEZNÁMÝCH PARAMETRŮ

Cílem těchto testů bude zjistit chování prvků přípravku, jejichž chování je neznámé. Jedná se například o nelineární tuhosti tlumících pryžových elementů. Elementy jsou nelineární jak z důvodů vlastností materiálu aplikovaného na tyto prvky, tak z důvodů kontaktu, který generuje vlastní nelinearitu.

Při těchto experimentech bude vhodné porovnat chování nových a opotřebovaných tlumících prvků, z hlediska útlumu odrazu rohatky, případně západky. Experiment může zjistit i hysterezi pružiny, která bude pravděpodobně neznámá.

Přípravek bude v průběhu těchto zkoušek složen jen částečně, aby bylo možné měřit chování zkoumaného prvku. Poté bude možné sestavit funkci tuhosti, která tento prvek charakterizuje. Na začátku samotného měření se ustaví všechny prvky do stabilní polohy a poté se s pomocí několika rázů změní průběh polohy v reálném čase. Následně se stanoví funkce tuhosti porovnáváním odhadovaných funkcí a charakteristik získaných z měření. Funkce tuhosti bude použita při matematickém modelování experimentu, nebo minimálně k posouzení vlivu tohoto parametru na průběh zkoušky.

4.2 OVĚŘENÍ MATEMATICKÉHO MODELU

Na přípravku se provede série měření s nastavením parametrů tak, aby docházelo ke znatelným odrazům dílů, a porovná se s chováním matematického modelu. Model po této částečné validizaci, nebo korekci a částečné validizaci, může být použit pro modelování situací, které přípravek neumožňuje. Případně bude možné s pomocí matematického modelu sledovat mikroskopické chování zámku, které při testu nebude možné sledovat, jelikož bude odměřováno pouze natočení dílů přípravku.

4.3 TESTOVÁNÍ HYPOTÉZ

Budou stanoveny hypotézy, podle kterých se přípravek může chovat a parametry přípravku se budou nastavovat se zřetelem na omezení ostatních a podporování jedné hypotézy. Následným porovnáním chování přípravku při experimentech se odhadne, podle které hypotézy se zámek chová. Případně se dá stanovit podíl vlivu hypotéz na chování zámku, nebo jejich pravděpodobnostní výskyt za stanovených podmínek.

5 ZÁVĚR

Byly splněny všechny body zadání. Byl navržen, a dokonce vyroben zkušební přípravek dynamického namáhání mechanismu zámku pro vývoj automobilových zámku se zřetelem na odolnost vychození západky. Byla zkontrolována všechna potřebná kritická místa dílů přípravku. Byl navržen zevrubný postup testů tohoto vývoje. Je nuzné však uvést, že postup není definitivní. Testy se budou odvíjet od chování přípravku v průběhu testu. To může vést ke zrušení, nebo přidání třeba i zde nezmiňovaných způsobů testování.

V průběhu návrhu přípravku došlo k několika nezdařilým pokusům snížit počet potřebných dílů pro vývoj. Nepodařilo se sestrojít schopné řešení konstrukce pružiny s nastavitelnou tuhostí. To by redukovalo drahé prototypové vinutí pružin, které jsou každá jiná. Konstrukční řešení by umožnilo pružinu s velmi vysokým momentem setrvačnosti oproti dílu, kterému náleží. Proto se od tohoto konceptu upustilo a vyrobilo se větší množství pružin do stejné zástavby s různou tuhostí.

Rovněž se nezdařilo na přípravek aplikovat měření pomocí akcelerometrů z důvodů jejich vysoké hmotnosti, složitosti konceptu, jelikož by se musely vyrábět další díly a nedaly by se použít sériové, které přiblíží experiment realitě. Experiment by potřeboval složitý postprocessing. Byla navržena alternativa a přípravek zkonstruován s úhlovými senzory na principu Hallova jevu.

Díky zkonstruování přípravku bude možné provést sérii experimentů a analyzovat vlivy konstrukčních vlastností mechanismu na průběh a výsledky testu vychození západky. Po zpracování výsledků testů bude možné stanovit konstrukční opatření, které by ovlivnily konstrukci automobilových zámků a mírně tak zlepšily stav techniky v tomto oboru přinejmenším v rámci firmy.

6 SEZNAM UŽITÉ LITERATURY

1. **Novák, T.** *Pevnostní optimalizace zavíracích členů zámku automobilu : diplomová práce.* Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2012. str. 53.
2. **Kaláb K.** *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací.* Ostrava : Ediční středisko VŠB-TU Ostrava, 207. ISBN 978-80-248-1290-8.
3. **Daniel, Pišťáček.** Vliv vrubů na únavovou pevnost. *Prezentace.* Ostrava : autor neznámý, 2015.
4. **Růžička, M, Hanke, M a Rost, M.** *Dynamická pevnost a životnost.* Praha : České vysoké učení technické v Praze, 1989. Číslo publikace 6626.
5. **Hanke, Miroslav, Rost, Milan a Růžička, Milan.** *Dynamická pevnost a životnost.* místo neznámé : České vysoké učení technické v Praze, 1989. str. 212. Číslo publikace 6626.
6. **Staško Jakub.** *PWO - zadání diplomové práce.* [Prezentace] Rožnov pod Radhoštěm : BROSE CZ, 2016.
7. **Halama, R., a další.** Pružnost a pevnost. 2011.
8. **Vladimír, Moravec a Pišťáček, Daniel.** Pevnost a životnost dynamicky namáhaných součástí. Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2007. ISBN: 978-80-248-0980-9.

7 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha	Téma	Soubor	Vytištěno
Příloha A	Sestavný výkres přípravku	*.pdf	ANO
Příloha B	Výrobní výkres přípravku	*.pdf	ANO
Příloha C	Výpočet šroubu – STRIKER	*.xlsx	NE
Příloha D	Výpočet šroubu – VÁLEC	*.xlsx	NE
Příloha E	Výpočet šroubu – ZÁKLADNÍ DESKA	*.xlsx	NE